



## PATENT ABSTRACTS OF JAPAN

(11) Publication number: 2002048213 A

(43) Date of publication of application: 15.02.02

(51) Int. Cl. F16H 37/02  
F16H 3/44  
F16H 9/18

(21) Application number: 2000233689

(71) Applicant: TOYOTA MOTOR CORP

(22) Date of filing: 01.08.00

(72) Inventor: SHIOIRI HIROYUKI

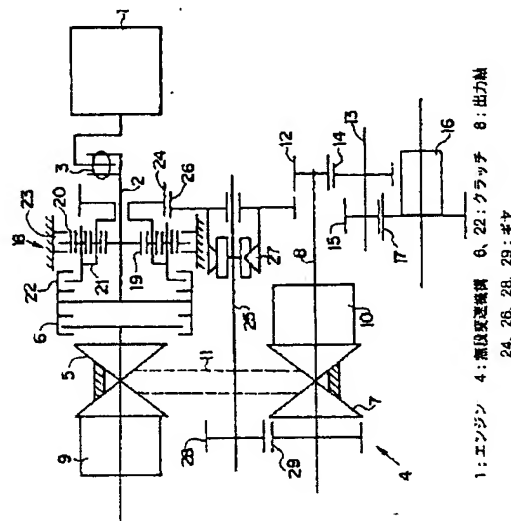
(54) SPEED CHANGE GEAR EQUIPPED WITH  
VARIABLE SPEED CHANGE MECHANISM

COPYRIGHT: (C)2002,JPO

## (57) Abstract:

**PROBLEM TO BE SOLVED:** To provide a speed change gear equipped with variable speed change mechanism, capable of improving not only the durability of a variable speed change gear but the transmission efficiency of power.

**SOLUTION:** A variable speed change mechanism 4, capable of continuously changing a variable change gear ratio in a power transmission system from a power source 1 to an output member 8 intervenes in the speed change gear, reduction mechanisms 24, 26, 28 and 29 in which a gear change ratio is determined not less than 1.25 times the maximum change gear ratio and not greater than 2.0 times the variable speed change mechanism 4 are arranged, in parallel with the variable speed change mechanism 4 in the power source 1 and the output member, and further a selecting media 6 and 22 are installed so that the torque is transmitted from the power source 1 to the output member 8 via the decreasing mechanism 24, 26 and 29 on starting.



(19) 日本国特許庁 (J P)

(12) 公開特許公報 (A)

(11) 特許出願公開番号

特開2002-48213

(P2002-48213A)

(43) 公開日 平成14年2月15日 (2002.2.15)

(51) Int.Cl. <sup>7</sup>	識別記号	F I	テームコード* (参考)
F 1 6 H 37/02		F 1 6 H 37/02	Q 3 J 0 2 8
3/44		3/44	B 3 J 0 5 0
9/18		9/18	B

審査請求 未請求 請求項の数 4 O L (全 10 頁)

(21) 出願番号 特願2000-233689 (P2000-233689)

(22) 出願日 平成12年8月1日 (2000.8.1)

(71) 出願人 000003207

トヨタ自動車株式会社

愛知県豊田市トヨタ町1番地

(72) 発明者 塩入 広行

愛知県豊田市トヨタ町1番地 トヨタ自動車株式会社内

(74) 代理人 100083998

弁理士 渡辺 丈夫

Fターム(参考) 3J028 EA27 EA28 EB10 EB16 EB25

EB37 EB44 EB62 FA06 FB06

FC13 FC16 FC23 FC32 FC64

FC65 GA01 HA14

3J050 AA02 AB03 BA03 BB06 BB12

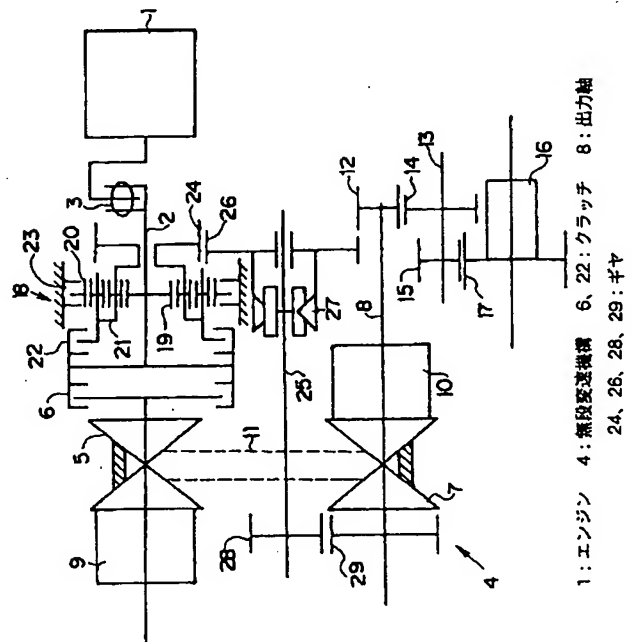
CB01 DA01

(54) 【発明の名称】 無段変速機構を備えた変速機

(57) 【要約】

【課題】 無段変速機の耐久性を向上させるとともに動力の伝達効率を向上させることのできる無段変速機構を有する変速機を提供する。

【解決手段】 動力源1から出力部材8に到る動力の伝達系統に、変速比を連続的に変化させることのできる無段変速機構4が介在された変速機であって、変速比が前記無段変速機構4の最大変速比の1.25倍以上でかつ2.0倍以下の所定の値に設定された減速機構24、26、28、29が、前記動力源1と出力部材8との間に、前記無段変速機構4に対して並列に配置され、さらに発進時にその減速機構24、26、28、29を介して前記動力源1から前記出力部材8に対してトルクを伝達するようにトルク伝達経路を設定する切換手段6、2が設けられている。



## 【特許請求の範囲】

【請求項 1】 動力源から出力部材に到る動力の伝達系統に、変速比を連続的に変化させることのできる無段変速機構が介在された無段変速機構を備えた変速機において、

変速比が前記無段変速機構の最大変速比の 1.25 倍以上でかつ 2.0 倍以下の所定の値に設定された減速機構が、前記動力源と出力部材との間に、前記無段変速機構に対して並列に配置され、さらに発進時にその減速機構を介して前記動力源から前記出力部材に対してトルクを伝達するようにトルク伝達経路を設定する切換手段が設けられていることを特徴とする無段変速機構を備えた変速機。

【請求項 2】 前記切換手段が、トルクの伝達量を 0% から 100% の間で連続的に変化させる係合機構からなることを特徴とする請求項 1 に記載の無段変速機構を備えた変速機。

【請求項 3】 動力源から出力部材に到る動力の伝達系統に、変速比を連続的に変化させることのできる無段変速機構が介在された無段変速機構を備えた変速機において、

変速比が前記無段変速機構の最大変速比より大きい所定の値に設定された減速機構が、前記動力源と出力部材との間に、前記無段変速機構に対して並列に配置され、さらに発進時にその減速機構を介して前記動力源から前記出力部材に対してトルクを伝達し、かつ発進後に前記無段変速機構を介して前記出力部材にトルクを伝達するようにトルク伝達経路を切り換えるとともに前記無段変速機構に対するトルクの伝達量を次第に増大させる切換手段が設けられていることを特徴とする無段変速機構を備えた変速機。

【請求項 4】 動力源から出力部材に到る動力の伝達系統に、変速比を連続的に変化させることのできる無段変速機構が介在された無段変速機構を備えた変速機において、

変速比の異なる複数のギヤ対が、前記無段変速機構と並列に配置されるとともに、前記動力源が出力したトルクを、それらの複数のギヤ対のいずれかと前記無段変速機構とに分配して伝達する分配機構が設けられていることを特徴とする無段変速機構を備えた変速機。

## 【発明の詳細な説明】

## 【0001】

【発明の属する技術分野】この発明は、変速比を連続的に変化させることの可能な無段変速機構を、動力源から出力部材に到る動力伝達系統に配置した変速機に関するものである。

## 【0002】

【従来の技術】車両用の変速機に用いられる無段変速機構として、従来、ベルト式のものやトラクション式（トロイダル式）のものなどが知られている。これらの無段

変速機構は、ベルトを巻掛けるプーリーの有効径やパワーローラが接触するディスクの有効径を連続的に変化させて、変速比を適宜に設定するように構成されている。その一例が、特開平 11-182667 号公報に記載されており、この公報に記載された変速機は、ベルト式の無段変速機構における駆動プーリー（プライマリープーリー）の入力側に前後進の切り換え用の遊星歯車機構を設け、また従動プーリー（セカンダリープーリー）をカウンタギヤ対を介して出力部材に連結して構成されている。

## 【0003】

【発明が解決しようとする課題】無段変速機構を車両の変速機に利用することの利点は、変速比を連続的に変化させて適宜の変速比に設定できることにより、動力源の回転数を燃費が最小となる回転数に設定できる点にあるが、無段変速機構で設定可能な変速比は、燃費の向上を図るためのみならず、車両の動力性能あるいは走行性能を向上させるうえで、ある程度、広い範囲で変更できることが好ましい。無段変速機構における変速比幅を広くする場合、例えばベルト式の無段変速機構においては、一方のプーリーにおける有効径を可及的に小さくし、同時に他方のプーリーにおける有効径を可及的に大きくすることになる。

【0004】しかしながら、いずれかのプーリーにおける有効径を小さくした場合、ベルト式無段変速機構においては、ベルトの曲率が大きくなるので、ベルトの応力が大きくなったり、ベルトが繰り返し大きな曲げを受けるなどのために、その耐久性が低下し、また耐久性の低下を防止するために、ベルトの張力を制限するとすれば、無段変速機構で伝達することのできるトルクが小さくなり、その結果、大きい排気量の車両には使用できないなどの不都合が生じる。さらに、有効径を小さくすれば、ベルトとプーリーとの接触範囲が短くなるなどのことが原因で、動力の伝達効率が低下する可能性があり、ひいては燃費の向上効果が低下してしまうおそれがある。

【0005】この発明は、上記の技術的課題に着目してなされたものであり、無段変速機構の耐久性を向上し、また動力の伝達効率を向上させることのできる変速機を提供することを目的とするものである。

## 【0006】

【課題を解決するための手段およびその作用】この発明は、上記の目的を達成するために、無段変速機構による動力の伝達効率の悪い状態では、ギヤ対などの変速機構を代替的に使用し、あるいは併用するように構成したことを特徴とするものである。より具体的には、請求項 1 の発明は、動力源から出力部材に到る動力の伝達系統に、変速比を連続的に変化させることのできる無段変速機構が介在された無段変速機構を備えた変速機において、変速比が前記無段変速機構の最大変速比の 1.25

倍以上でかつ 2.0 倍以下の所定の値に設定された減速機構が、前記動力源と出力部材との間に、前記無段変速機構に対して並列に配置され、さらに発進時にその減速機構を介して前記動力源から前記出力部材に対してトルクを伝達するようにトルク伝達経路を設定する切換手段が設けられていることを特徴とする変速機である。

【0007】したがって請求項 1 の発明では、発進時には、切換手段により、無段変速機構に替えて減速機構を介して出力部材にトルクが伝達され、したがってその減速機構によって変速をおこなって走行する。その場合の変速比は無段変速機構による最大変速比の 1.25 倍以上でかつ 2.0 倍以下の所定の変速比であり、したがって必要十分な発進加速性が得られ、また動力の伝達が無段変速機構によらないので、その伝達効率が良好になる。また、減速機構の変速比が、無段変速機構による最大変速比の 1.25 倍以上でかつ 2.0 倍以下であるから、発進後に前記減速機構に替えて無段変速機構によってトルクを伝達するようにトルク伝達経路を変更する場合、変速比の段差が特に大きくなり、ショックを悪化させずにトルク伝達経路の変更をおこなうことができる。

【0008】また、請求項 2 の発明は、請求項 1 の発明における前記切換手段が、トルクの伝達量を 0% から 100% の間で連続的に変化させる係合機構からなることを特徴とする変速機である。

【0009】したがって請求項 2 の発明では、発進時や発進後に切換手段が動作することにより伝達トルクが次第に変化する。したがって発進時や発進後のトルク伝達経路の変更時に出力部材に現れるトルクの変化が滑らかになり、その結果、ショックが良好になる。

【0010】さらに、請求項 3 の発明は、動力源から出力部材に到る動力の伝達系統に、変速比を連続的に変化させることのできる無段変速機構が介在された無段変速機構を備えた変速機において、変速比が前記無段変速機構の最大変速比より大きい所定の値に設定された減速機構が、前記動力源と出力部材との間に、前記無段変速機構に対して並列に配置され、さらに発進時にその減速機構を介して前記動力源から前記出力部材に対してトルクを伝達しかつ発進後に前記無段変速機構を介して前記出力部材にトルクを伝達するようにトルク伝達経路を切り換えるとともに前記無段変速機構に対するトルクの伝達量を次第に増大させる切換手段が設けられていることを特徴とする変速機である。

【0011】したがって請求項 3 の発明では、発進時に減速機構を介して出力部材にトルクが伝達され、その場合の変速比が無段変速機構による最大変速比より大きくなる。そのため、動力の伝達効率が無段変速機構を使用した場合より良好になり、また発進のために必要十分な加速性が得られる。さらに、発進後に、切換手段が動作して無段変速機構を介した出力部材にトルクが伝達さ

れ、かつ無段変速機構によって変速が実行される。そのトルク伝達経路の切り換えの場合、減速機構の変速比が無段変速機構による最大変速比より大きいので、変速比の段差が生じるが、切換手段によるトルクの伝達量が次第に変化するので、出力部材に現れるトルクの変化が滑らかになり、ショックの悪化が防止される。

【0012】そして、請求項 4 の発明は、動力源から出力部材に到る動力の伝達系統に、変速比を連続的に変化させることのできる無段変速機構が介在された無段変速機構を備えた変速機において、変速比の異なる複数のギヤ対が、前記無段変速機構と並列に配置されるとともに、前記動力源が出力したトルクを、それらの複数のギヤ対のいずれかと前記無段変速機構とに分配して伝達する分配機構が設けられていることを特徴とする変速機である。

【0013】したがって請求項 4 の発明では、無段変速機構で設定されている変速比に適合する変速比のギヤ対が選択されて分配機構を介してトルクが伝達される。すなわち無段変速機構とそのギヤ対とを介して動力源から出力部材にトルクが伝達される。その結果、無段変速機構で受け持つトルク伝達量が小さくなるので、それに応じて変速機の全体としての動力伝達効率が向上する。

【0014】

【発明の実施の形態】つぎにこの発明を具体例に基づいて説明する。図 1 に示す例は、発進用のギヤ対を、無段変速機構に対して並列に配置して設けた変速機の例である。すなわち、動力源であるエンジン（内燃機関）1 の出力軸と同一軸線上に入力軸 2 が配置され、その入力軸 2 とエンジン 1 とがダンパー 3 を介して連結されている。すなわちエンジン 1 の出力軸と入力軸 2 とは、常時、共に回転するように構成されている。

【0015】その入力軸 2 と同一軸線上に無段変速機構 4 における一方の回転体である駆動プーリー 5 が配置されており、その駆動プーリー 5 と入力軸 2 との間に、両者を選択的に連結するクラッチ（以下、仮に直結クラッチと記す）6 が設けられている。この直結クラッチ 6 は、例えば湿式の多板クラッチであって、そのトルク伝達量を 0% から 100% までの範囲で連続的に変化させることができるように構成されている。なおここで、

「連続的な変化」とは、偏差が微小なステップ的な変化を含む。

【0016】無段変速機構 4 における他方の回転体である従動プーリー 7 が、その駆動プーリー 5 と平行に配置されている。そして、この従動プーリー 7 に出力軸 8 が一体的に回転するように取り付けられている。

【0017】上記の駆動プーリー 5 と従動プーリー 7 とは、従来のベルト式無段変速機構と同様に、固定シブとこれに対向させて配置した可動シブとを備え、油圧などによって動作するアクチュエータ 9、10 によって可動シブを軸線方向に移動させ、これにより溝幅すな

わちベルト 11 を巻掛ける有効径を変化させるように構成されている。なお、溝幅を変化させた場合の各プーリー 5, 7 の軸線方向での中心位置を一致させるために、固定シープと可動シープとの配置関係が、駆動プーリー 5 と従動プーリー 7 とでは互いに反対になっている。それに伴って駆動プーリー 5 におけるアクチュエータ 9 が駆動プーリー 5 を挟んでエンジン 1 とは反対側に配置され、これに対して従動プーリー 7 におけるアクチュエータ 10 が従動プーリー 7 に対してエンジン 1 側に配置されている。

【0018】前記出力軸 8 が、従動プーリー 7 におけるアクチュエータ 10 側に延びており、その端部に出力ギヤ 12 が取り付けられている。この出力ギヤ 12 には、カウンタ軸 13 に取り付けられたギヤ 14 が噛合している。またそのカウンタ軸 13 に他のギヤ 15 が取り付けられ、そのギヤ 15 がディファレンシャル 16 のリングギヤ 17 に噛合している。したがって従動プーリー 7 およびこれと一体の出力軸 8 を介してディファレンシャル 16 にトルクを出力するように構成されており、上記のクラッチ 6 および無段変速機構 4 を介して出力軸 8 および出力ギヤ 12 に到るトルクの伝達経路が第 1 の経路となっている。

【0019】この第 1 のトルク伝達経路に対して並列の関係にある第 2 のトルク伝達経路について説明する。前記エンジン 1 と直結クラッチ 6 との間には、入力軸 2 と同軸上にダブルピニオン型の遊星歯車機構 18 が設けられている。この遊星歯車機構 18 は、従来のものと同様に、サンギヤ 19 と、サンギヤ 19 に対して同心円上に配置されたリングギヤ 20 と、サンギヤ 19 に噛合した第 1 のピニオンギヤおよびその第 1 のピニオンギヤとリングギヤ 20 とに噛合した第 2 のピニオンギヤを自転かつ公転自在に保持したキャリア 21 とを回転要素として備えたものであって、そのサンギヤ 19 が入力軸 2 の外周に一体に設けられている。また、そのサンギヤ 19 とキャリア 21 とを選択的に連結して遊星歯車機構 18 の全体を一体化させて回転させるクラッチ（以下、仮に発進クラッチと記す）22 が設けられている。この発進クラッチ 22 は、前述した直結クラッチ 6 と同様に、例えば湿式の多板クラッチであってトルクの伝達量を 0% から 100% の間で連続的に変化させることができるクラッチである。またここで、「連続的な変化」とは、偏差が微小なステップ的な変化を含む。さらにこの発進クラッチ 22 は、遊星歯車機構 18 に対して前記直結クラッチ 6 側に配置されている。

【0020】さらに、リングギヤ 20 を選択的に固定するブレーキ（以下、仮に後進ブレーキと記す）23 が設けられている。この後進ブレーキ 23 は、前述したクラッチ 6, 22 と同様に、トルク伝達量を連続的に変化させることができる湿式多板式のブレーキによって構成されている。そして、第 1 のギヤ対を構成している第 1 駆

動ギヤ 24 がキャリア 21 に連結されている。したがってキャリア 21 が遊星歯車機構 18 における出力要素となっており、サンギヤ 19 からトルクを入力するとともに、リングギヤ 20 を固定すると、キャリア 21 がサンギヤ 19 とは反対方向に回転する。また、後進ブレーキ 23 を解放して発進クラッチ 22 を係合させれば、入力軸 2 が第 1 駆動ギヤ 24 に直結される。このように、遊星歯車機構 18 は後進段を設定するための機構として用いられている。

【0021】前記入力軸 2 および出力軸 8 と平行に中間軸 25 が配置されており、前記第 1 駆動ギヤ 24 に噛合した第 1 従動ギヤ 26 が、その中間軸 25 に相対回転自在に保持されている。そして、この第 1 従動ギヤ 26 と中間軸 25 との間に、二方向クラッチ 27 が設けられている。この二方向クラッチ 27 としては、従来知られている各種の形式のものを使用することができ、例えば特開平 9-25942 号公報に記載された二方向クラッチを使用することができる。すなわちこの二方向クラッチ 27 は、内輪と外輪との間に、ホルダーで保持した複数の回転体などの楔作用をおこなう介在部材を配置し、その介在部材の円周方向での相対位置を変えることにより、外輪が内輪に対して正回転する方向あるいは逆回転する方向でトルクの伝達が生じるように構成されている。言い換えれば、介在部材の位置によって設定されたトルク伝達方向とは反対方向には、内輪と外輪との相対的な空転が生じ、トルクが伝達されないようになっている。なお、この二方向クラッチ 27 におけるトルク伝達方向の切り替えは、ホルダーを図示しないアクチュエータによって円周方向に所定角度回転させることによりおこなうように構成されている。

【0022】前記中間軸 25 は、前記各プーリー 5, 7 の間をとって駆動プーリー 5 におけるアクチュエータ 9 の外周側に延びており、このアクチュエータ 9 の外周側に設けた第 2 のギヤ対によって中間軸 25 と出力軸 8 とがトルク伝達可能に連結されている。すなわち、中間軸 25 の軸端部に第 2 の駆動ギヤ 28 が取り付けられるとともに、この第 2 の駆動ギヤ 28 に噛合した第 2 の従動ギヤ 29 が出力軸 8 に取り付けられている。

【0023】したがって上記の第 1 駆動ギヤ 24 および第 1 従動ギヤ 26 からなる第 1 のギヤ対と、第 2 駆動ギヤ 28 および第 2 従動ギヤ 29 からなる第 2 のギヤ対とによって、前記無段変速機構 4 に対して並列に関係にある第 2 のトルク伝達経路が形成されている。そして、この第 1 のギヤ対および第 2 のギヤ対がこの発明の減速機構に相当しており、これら各ギヤ対の全体での変速比

（ギヤ比）が、前記無段変速機構 4 による最大変速比  $\gamma_{\max}$  の 1.25 倍以上でかつ 2.0 倍以下の所定の値に設定されている。その値は、従来の車両で使用されているトルクコンバータにおけるトルクの増幅率に対応した値である。

【0024】つぎに上記の変速機の作用について説明する。まず、エンジン1を始動する際には、各クラッチ6、22および後進ブレーキ23を解放して、変速機の全体を出力部材である出力ギヤ12にトルクが伝達されないニュートラル状態とする。エンジン1を始動した後、前進方向に進進する場合には、前記二方向クラッチ27を前進走行方向にトルクを伝達する状態に設定し、かつ進進クラッチ22を次第に係合させる。この進進クラッチ22は、例えば湿式多板クラッチによって構成され、トルク伝達量が0%から100%に次第に増大するように構成されているから、例えば係合油圧を徐々に増大させることにより、入力軸2からキャリア21を介して第1駆動ギヤ24に次第にトルクが伝達される。

【0025】したがって進進クラッチ22に係合させることにより、第1の駆動ギヤ24および従動ギヤ26からなる第1のギヤ対と第2の駆動ギヤ28および従動ギヤ29からなる第2のギヤ対を介して、エンジン1の出力トルクが出力軸8および出力ギヤ12に伝達される。さらにここから前記カウンタ軸13やディファレンシャル16を介して図示しない駆動輪にトルクが出力される。このようにして進進時にいわゆる第2のトルク伝達経路を介してトルクを伝達すれば、その第2のトルク伝達経路によって設定される変速比が、無段変速機構4による最大変速比 $\gamma_{\max}$ の1.25倍以上でかつ2.0倍以下の所定の変速比であるから、通常のベルト式無段変速機構と流体式トルクコンバータとを併用した従来の変速機を使用した場合と同等の進進加速力を得ることができる。

【0026】また、このようにして前進走行を開始する場合、進進クラッチ22によるトルクの伝達量が徐々に増大するので、それに伴って駆動トルクが滑らかに増大し、進進時のショックが防止される。

【0027】車両が一旦進進した後は、必要とする駆動トルクが相対的に小さくなるから、アップシフトすることになる。そのアップシフトは、この発明に係る上記の変速機では、まず、直結クラッチ6に係合させることによりおこなわれる。すなわち、進進クラッチ22に係合させて進進し、その後、所定の車速に達した時点で、直結クラッチ6が次第に係合させられる。その場合、無段変速機構4は最大変速比 $\gamma_{\max}$ に設定しておく。

【0028】その場合、前記第1のギヤ対および第2のギヤ対による変速比が、無段変速機構4の最大変速比 $\gamma_{\max}$ の1.25倍ないし2.0倍であるから、駆動プーリー5は入力軸2より低速で回転している。したがって直結クラッチ6に係合し始めた当初は、そのトルク伝達容量が小さいことにより、直結クラッチ6が滑り状態となり、駆動プーリー5と入力軸2とは相対回転している。直結クラッチ6のトルク伝達量が次第に増大すると、無段変速機構4を介して入力軸2から出力軸8に対してトルクが伝達され、それに伴い入力軸2の回転数す

なわちエンジン1の回転数が引き下げられ、また第1の駆動ギヤ24および従動ギヤ26の回転数が低下する。

【0029】その従動ギヤ26は、二方向クラッチ27を介して中間軸25に連結され、かつ中間軸25の回転数は車速に応じた回転数に維持されているので、エンジン回転数の低下に伴って従動ギヤ26の回転数が低下すると、二方向クラッチ27における内輪と外輪との相対回転方向が反転するので、二方向クラッチ27によるトルクの伝達が遮断される。すなわち従動ギヤ26と中間軸25との連結が解かれる。

【0030】このようにしてエンジン1から出力軸8および出力ギヤ12に対するトルクの伝達経路が、第1および第2のギヤ対からなる第2のトルク伝達経路から無段変速機構4を介した第1のトルク伝達経路に切り換えられる。その場合、第2のトルク伝達経路の変速比と無段変速機構4で設定されている変速比とが大きく異なっているが、直結クラッチ6のトルク伝達量が次第に増大することによって二方向クラッチ27が次第に解放するので、出力軸8や出力ギヤ12に現れるトルクの変化すなわち駆動トルクの変化が滑らかになり、ショックが生じることはない。したがって上記の進進クラッチ22および直結クラッチ6がこの発明の切換手段に相当している。

【0031】トルクの伝達経路を無段変速機構4を介した経路に切り換えた後は、車速や要求駆動量などの車両の運転状態に基づいて無段変速機構4の目標変速比もしくは目標入力回転数を求め、その目標値に一致するように無段変速機構4が制御される。通常の走行時には、無段変速機構4の変速比は最大変速比 $\gamma_{\max}$ より小さい変速比に設定されるから、走行中に何らかの事情で車両が急停止した場合、無段変速機構4の変速比が最大変速比 $\gamma_{\max}$ に戻りきらないで無段変速機構4が停止してしまうことがある。しかしながら上記の変速機では、前進走行のための進進時に各クラッチ6、22および後進ブレーキ23を解放してある状態から進進クラッチ22を次第に係合させるから、駆動プーリー5を入力軸2に対して非連結状態にしたまま無段変速機構4が駆動される。したがってこのようないわゆる空転状態の際に各プーリー5、7の溝幅を変更して無段変速機構4の変速比を最大変速比 $\gamma_{\max}$ に戻すことができる。

【0032】つぎに後進走行する場合について説明すると、エンジン1を始動後、各クラッチ6、22を解放するとともに、二方向クラッチ27を後進走行方向にトルクを伝達する状態に設定し、その状態で後進クラッチ23を次第に係合させる。こうすることにより、遊星歯車機構18においてはサンギヤ19が入力要素でかつリングギヤ20が固定要素となるので、キャリア21およびこれに連結されている第1駆動ギヤ24が、逆回転する。そして、この第1の駆動ギヤ24およびこれに噛合する従動ギヤ26ならびに二方向クラッチ27を介して

第2のギヤ対から出力軸8にトルクが伝達され、車両が後進走行する。その場合においても、後進クラッチ23でのトルク伝達量が徐々に増大するので、後進走行への発進の際にショックが生じることはない。

【0033】なお、エンジン1を停止させたまま車両を牽引する場合、ディファレンシャル16側からトルクが入力されるが、エンジン1が停止して油圧が発生しないことにより、各クラッチ6、22および後進ブレーキ23が解放状態となり、また二方向クラッチ27はいずれの方向にもトルクを伝達しない中立状態に設定されるので、遊星歯車機構18に対してトルクが入力されず、遊星歯車機構18を停止状態に維持できる。すなわち牽引時に遊星歯車機構18に負荷が掛かることを回避できるので、車両の牽引性が良好になる。

【0034】また、ベルト式無段変速機構4では、可動シーブを駆動するためのアクチュエータ9、10が必要であり、これが軸線方向に突出した状態になり、しかもその突出方向は駆動プーリー5と従動プーリー7とでは反対向きになる。図1に示す例では、駆動プーリー5のアクチュエータ9が、クラッチ6や遊星歯車機構18とは反対側に突出する。これに対して図1に示す変速機では、そのアクチュエータ9の外周側に第2のギヤ対を配置したので、前記アクチュエータ9の外周側に空間部分がそのまま残ることがなく、その部分を有効に利用してギヤ対を配置してあることにより、変速機の全体としての軸線方向の長さを短縮化することができる。また、図1に示す構成では、遊星歯車機構18に対して第1のギヤ対をエンジン1側に配置してあるので、従動プーリー7のアクチュエータ10との干渉を避けつつ、従動プーリー7を軸線方向でエンジン1側に配置でき、この点でも変速機全体としての軸線方向の長さを短縮化することができ、ひいては変速機が全体としてコンパクト化される。

【0035】なお、前述した遊星歯車機構18は、入力軸2と同軸上に設ける替わりに、中間軸25と同軸上に設けることもできる。図2はその例を示しており、第1駆動ギヤ24が入力軸2と一体的に回転するように設けられており、これに対して第1従動ギヤ26が中間軸25に一体的に回転するように取り付けられている。その中間軸25の軸端側(図2での左端部側)に、遊星歯車機構18が同心円上に配置されており、そのサンギヤ19が中間軸25に一体化されている。

【0036】また、その中間軸25とキャリア21とを選択的に連結する発進クラッチ22が設けられ、さらにリングギヤ20の回転を選択的に止める後進ブレーキ23が、リングギヤ23の外周側に配置されている。そして、中間軸25の軸線方向での中間部に第2駆動ギヤ28が回転自在に嵌合されており、その第2駆動ギヤ28と前記キャリア21との間に、前述した二方向クラッチ27が配置されている。他の構成は、図1に示す構成と

ほぼ同様である。

【0037】この図2に示す構成であっても、発進クラッチ22に係合させることにより、第1のギヤ対および第2のギヤ対を介して出力軸8および出力ギヤ12に、エンジン1の出力トルクを伝達することができ、また発進クラッチ22に替えて直結クラッチ6に係合させることにより、無段変速機構4を介して出力軸8および出力ギヤ12にエンジン1の出力トルクを伝達することができる。さらに後進ブレーキ23に係合させることにより、キャリア21が中間軸8に対して反対方向に回転し、後進段を設定することができる。そして、図2に示す構成では、エンジン1と同一軸線上に配列される部品数が少なくなるので、エンジン1と同一軸線方向の軸長を短縮化することができる。

【0038】ところで、無段変速機構で最大変速比を設定している場合と、最小変速比を設定している場合とでは、駆動側と従動側との一方の回転体における有効径が小さくなり、かつ他方の回転体の有効径が大きくなる。すなわち有効径の差を大きくした状態で無段変速機構を動作させることになり、そのために、変速比が大きいほど、また反対に小さいほど、動力の伝達効率が低下する。これを改善するために、図3に示す構成では、変速比が大きい場合と小さい場合とのいずれにおいても、無段変速機構とギヤ対との両方でトルクの伝達をおこなうように構成されている。

【0039】具体的に説明すると、図3において、動力源であるエンジン31と同一軸線上に入力軸32が配置されており、これにエンジン31と入力軸32とが、ダンパー33を介して連結されている。その入力軸32と同一軸線上に、ダブルピニオン型の遊星歯車機構34と、低速用駆動ギヤ35と、高速用駆動ギヤ36と、CVT駆動ギヤ37とが配置されている。

【0040】遊星歯車機構34は、サンギヤ38と、そのサンギヤ38に対して同心円上に配置されたリングギヤ39と、サンギヤ38に噛合した第1のピニオンギヤおよびその第1のピニオンギヤとリングギヤ39とに噛合した第2のピニオンギヤとを自転かつ公転自在に保持したキャリア40とを回転要素とするものであって、そのサンギヤ38がCVT駆動ギヤ37に一体回転するように連結されている。また、キャリア40が高速用駆動ギヤ36に一体回転するように連結されている。

【0041】さらに、入力軸32とリングギヤ39とを選択的に連結する前進クラッチ41と、入力軸32とキャリア40とを選択的に連結する直結クラッチ42とが設けられている。これらのクラッチ41、42は、遊星歯車機構34を挟んで各駆動ギヤ35、36、37とは反対側に配置されている。また、キャリア40と低速用駆動ギヤ35とを選択的に連結する低速用クラッチ43が設けられている。さらに、リングギヤ39を選択的に固定する後進ブレーキ44が、リングギヤ39の外周側



に配置されている。この後進ブレーキ 44 は、多板ブレーキやバンドブレーキによって構成されている。

【0042】上記の遊星歯車機構 34 を挟んだ両側に、無段変速機構 45 を構成している駆動プーリー 46 と従動プーリー 47 とが、その中心軸線を入力軸 32 と平行にした状態で配置されている。これらのプーリー 46、47 は、前述した図 1 あるいは図 2 に示す無段変速機構 4 におけるプーリー 5、7 と同様の構成であって、アクチュエータ 48、49 によって可動シーブを軸線方向に移動させ、これにより溝幅すなわちベルト 50 を巻掛けている有効径を大小に変化させて変速を実行するようになっている。

【0043】駆動プーリー 46 を取り付けである軸に、前記 C V T 駆動ギヤ 37 に噛合している C V T 従動ギヤ 51 が取り付けられている。これらのギヤ 37、51 のギヤ比はほぼ“1”に設定されており、したがって前記サンギヤ 38 のトルクがそのまま駆動プーリー 46 に伝達されるようになっている。

【0044】これに対して従動プーリー 47 が取り付けられた出力軸 52 には、前記低速用駆動ギヤ 35 に噛合した低速用従動ギヤ 53 が一体回転するように取り付けられ、また前記高速用駆動ギヤ 36 に噛合した高速用従動ギヤ 54 が回転自在に取り付けられている。そして、その高速用従動ギヤ 54 と出力軸 52 との間にこれらを選択的に連結する高速用クラッチ 55 が設けられている。その低速用の各ギヤ 35、53 によるギヤ比は、無段変速機構 45 を最大変速比  $\gamma_{\max}$  に設定した状態でリングギヤ 39 からサンギヤ 38 および無段変速機構 45 を介して出力軸 52 に到る経路の変速比と、リングギヤ 39 からキャリア 40 および低速用の各ギヤ 35、53 を経て出力軸 52 に到る経路の変速比とが等しくなる値に設定されている。また、高速用の各ギヤ 36、54 によるギヤ比は、無段変速機構 45 を最小変速比  $\gamma_{\min}$  に設定した状態でリングギヤ 39 からサンギヤ 38 および無段変速機構 45 を介して出力軸 52 に到る経路の変速比と、リングギヤ 39 からキャリア 40 および高速用の各ギヤ 36、54 を経て出力軸 52 に到る経路の変速比とが等しくなる値に設定されている。

【0045】なお、この高速用クラッチ 55 は、キャリア 40 と高速用駆動ギヤ 36 との間に設け、高速用従動ギヤ 54 を出力軸 52 に一体回転するように取り付けてもよい。また、前述した低速用駆動ギヤ 35 をキャリア 40 に一体回転するように連結し、かつ低速用従動ギヤ 53 と出力軸 52 との間に低速用クラッチ 43 を設けた構成としてもよい。

【0046】そして、出力軸 52 におけるエンジン 31 側の軸端に出力ギヤ 56 が取り付けられており、この出力ギヤ 56 がディファレンシャル 57 のリングギヤ 58 に噛合している。

【0047】上記の図 3 に示す構成の変速機では、前進

クラッチ 41 および直結クラッチ 42 を解放したいわゆるニュートラル状態でエンジン 1 が始動される。そして、前進方向に進進する場合には、無段変速機構 45 を最大変速比  $\gamma_{\max}$  に設定し、かつ低速用クラッチ 43 を係合させた状態で、前進クラッチ 41 を徐々に係合させてそのトルク伝達量を次第に増大させる。その結果、遊星歯車機構 34 におけるリングギヤ 39 にエンジン 31 からトルクが入力されるので、キャリア 40 とサンギヤ 38 とに、遊星歯車機構 34 のギヤ比（サンギヤ 38 の歯数とリングギヤ 39 の歯数との比）に応じてトルクが分配されて伝達される。

【0048】サンギヤ 38 のトルクは、C V T 駆動ギヤ 35 および C V T 従動ギヤ 51 を介して駆動プーリー 46 に伝達され、さらにベルト 50 および従動プーリー 47 を経て出力部材である出力軸 52 および出力ギヤ 56 に伝達される。これに対してキャリア 40 に分配されたトルクは、低速用クラッチ 43 から低速用の各ギヤ 35、53 を介して出力軸 52 に伝達される。したがって入力軸 32 のトルクは、遊星歯車機構 34 によってキャリア 40 とサンギヤ 38 とに分配された後、無段変速機構 45 と低速用のギヤ対との 2 つの経路を経て出力軸 52 に伝達され、ここでそれぞれの経路を経たトルクが合成される。いわゆトルクスプリットモードである。したがって無段変速機構 45 で設定されている変速比が最大の変速比  $\gamma_{\max}$  であっても、無段変速機構 45 に作用するトルクは、出力軸 52 に伝達される全トルクの半分程度であるから、ベルト 50 の負荷が、無段変速機構 45 の単独でトルクを伝達する場合に比較して大幅に軽減される。

【0049】このようにして進進した後、低速用クラッチ 43 が解放されるとともに、直結クラッチ 42 が係合させられる。したがって遊星歯車機構 34 においては、キャリア 40 とリングギヤ 39 とが連結された状態となるので、遊星歯車機構 34 の全体が一体となって回転する。そのためリングギヤ 39 に入力軸 32 から伝達されたトルクがそのままサンギヤ 38 から C V T 駆動ギヤ 37 および C V T 従動ギヤ 51 を介して無段変速機構 45 に伝達される。そして、無段変速機構 45 が車両の運転状態に応じて適宜の変速比に制御され、その変速比に応じて増減されたトルクが出力軸 52 および出力ギヤ 56 に伝達される。

【0050】さらに、車速が増大し、あるいは要求駆動力が低下するなどのことにより、設定すべき変速比が最低変速比程度に低下すると、直結クラッチ 42 が解放させられるとともに、高速用クラッチ 55 が係合させられる。その結果、遊星歯車機構 34 で差動作用が生じてリングギヤ 39 に入力されたトルクがキャリア 40 とサンギヤ 38 とに分配され、一方では無段変速機構 45 を介して出力軸 52 にトルクが伝達され、他方では高速用の各ギヤ 36、54 を介して出力軸 52 にトルクが伝達さ



れ、そしてこれら2系統で伝達されたトルクが合成される。このようなトルクの伝達状態は、最大変速比が設定される場合と同様のいわゆるトルクスプリットモードである。したがって無段変速機構45で設定されている変速比が最小の変速比 $\gamma_{\min}$ であって各ブリー46、47が高速で回転するとしても、無段変速機構45に作用するトルクは、出力軸52に伝達される全トルクの半分程度であるから、ベルト50の負荷が、無段変速機構45の単独でトルクを伝達する場合に比較して大幅に軽減される。

【0051】なお、後進走行する場合には、後進ブレーキ44を係合させた状態で、直結クラッチ42を係合させる。こうすることにより、遊星歯車機構34ではリングギヤ39を固定した状態でキャリア40にトルクが入力されるので、出力要素となるサンギヤ38がリングギヤ39とは反対方向に回転し、そのトルクがCVT駆動ギヤ37およびCVT従動ギヤ51を介して無段変速機構45に伝達され、その結果、後進走行状態となる。

【0052】したがって、上記の図3に示す構成の変速機では、駆動ブリー46と従動ブリー47とのいずれか一方の有効径が小さくなる変速比が設定される場合、エンジン31から出力軸52に伝達するべきトルクの一部が、無段変速機構45と並列に配置された低速用もしくは高速用のギヤ対を介して出力軸52に伝達される。そのため、伝達するトルクが大きい場合や無段変速機構45が高速回転する場合にベルト50に掛かるトルクが低減されるので、ベルト50の耐久性を向上させることができる。したがって上記の遊星歯車機構34がこの発明の分配機構に相当している。

【0053】なお、無段変速機構45と並列に配置される他の変速機構は、無段変速機構45の変速比が最大の場合と最小の場合とでトルクを伝達するものに限定するのであって、無段変速機構45が中間の変速比に設定されている場合にも出力軸52に伝達するトルクの一部を伝達するように構成してもよい。

【0054】上記の図3に示す構成のうち遊星歯車機構をシングルピニオン型のものに変更した例を図4に示してある。ダブルピニオン型遊星歯車機構とシングルピニオン型遊星歯車機構とは、機能上、それぞれのキャリアとリングギヤとを入れ替えたものと同様であるから、図4に示す変速機では、キャリア40aと入力軸32との間に前進クラッチ41が設けられるとともに、後進ブレーキ44がそのキャリア40aを選択的に固定するように配置されている。これに対してリングギヤ39aがCVT駆動ギヤ37と一体化されている。さらにサンギヤ38aと入力軸32との間に直結クラッチ42が配置されている。他の構成は、遊星歯車機構をシングルピニオン型のものに変更することに伴って配置位置が変更されていることを除いて、図3に示す構成とほぼ同様である。

【0055】この図4に示す変速機においても、発進の際の最大変速比の場合と高速走行時の最小変速比の場合とでいわゆるスプリットモードとされ、その中間の変速比で走行する場合には無段変速機構45によって変速がおこなわれる。これに加え図4に示す構成の変速機では、後進段を設定する場合、キャリア40aを固定した状態でサンギヤ38aにトルクを入力してリングギヤ39aを逆回転させることになるので、リングギヤ39aがサンギヤ38aに対して大きく減速される。そのため、後進段での全体としての変速比が、よりローギヤードされ、それに伴い後進走行する際に、直結クラッチ42を比較的早期に滑り状態から完全係合状態にさせることができ、直結クラッチ42の熱負荷が低減されてその耐久性を向上させることができる。

【0056】ところで、上述した具体例では、一種類の動力源を備えた車両の変速機にこの発明を適用した例を示したが、この発明は、上記の具体例に限定されないものであって、内燃機関と電動機とを動力源とするハイブリッド車における変速機にも適用することができる。また、この発明における無段変速機構はベルト式のものに限定されない。さらに、この発明における分配機構は、遊星歯車機構によって構成されたものに限定されないものであり、粘性継手などの差動作用をおこなう他の構成のものであってもよい。

【0057】

【発明の効果】以上説明したように、請求項1の発明によれば、発進時には、切換手段により、無段変速機構に替えて減速機構を介して出力部材にトルクが伝達され、したがってその減速機構によって変速をおこなって走行し、その場合の変速比が無段変速機構による最大変速比の1.25倍以上でかつ2.0倍以下の所定の変速比であり、したがって必要十分な発進加速性が得られ、また動力の伝達が無段変速機構によらないので、その伝達効率を向上させることができるとともに、無段変速機の耐久性を向上させることができる。また、減速機構の変速比が、無段変速機構による最大変速比の1.25倍以上でかつ2.0倍以下であるから、発進後に前記減速機構に替えて無段変速機構によってトルクを伝達するようにトルク伝達経路を変更する場合、変速比の段差が特に大きくならないので、ショックを悪化させずにトルク伝達経路の変更をおこなうことができ、乗り心地の悪化を防止することができる。

【0058】また、請求項2の発明によれば、請求項1の発明と同様の効果に加えて、発進時や発進後に切換手段が動作することにより伝達トルクが次第に変化するので、発進時や発進後のトルク伝達経路の変更時に出力部材に現れるトルクの変化が滑らかになり、その結果、過大なショックを防止して乗り心地を向上させることができる。

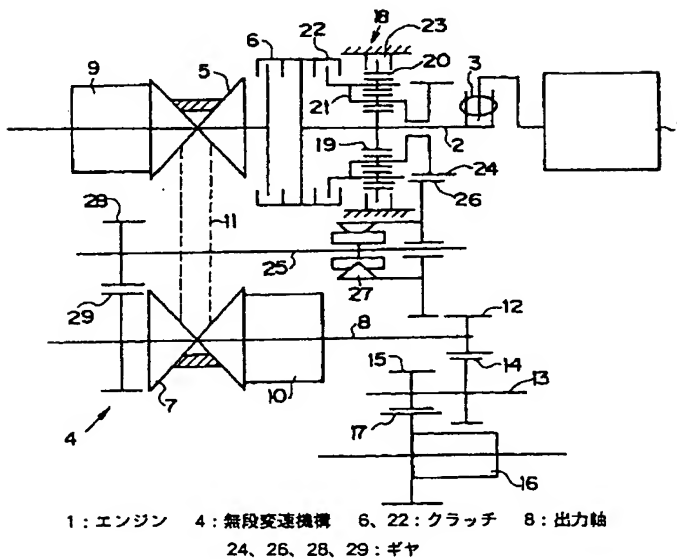
【0059】さらに、請求項3の発明によれば、発進時

に減速機構を介して出力部材にトルクが伝達され、その場合の変速比が無段変速機構による最大変速比より大きくなるため、動力の伝達効率が無段変速機構を使用した場合より向上させることができるとともに、無段変速機構の耐久性を向上させることができ、また発進のために必要十分な加速性を得ることができる。さらに、発進後に、切換手段が動作して無段変速機構を介した出力部材にトルクが伝達され、かつ無段変速機構によって変速が実行され、その場合、減速機構の変速比が無段変速機構による最大変速比より大きいので、変速比の段差が生じるが、切換手段によるトルクの伝達量が次第に変化するので、出力部材に現れるトルクの変化が滑らかになり、ショックの悪化を防止することができる。

【0060】そして、請求項4の発明によれば、無段変速機構で設定されている変速比に適合する変速比のギヤ対が選択されて分配機構およびそのギヤ対を介してトルクが伝達されるから、無段変速機構とそのギヤ対との両方がトルクの伝達を受け持ち、その結果、無段変速機構で受け持つトルク伝達量が小さくなるので、それに応じて変速機の全体としての動力伝達効率を向上させることができる。

【図面の簡単な説明】

【図1】



【図1】 この発明に係る変速機の一例を示すスケルトン図である。

【図2】 その配置を変更した他の例を示すスケルトン図である。

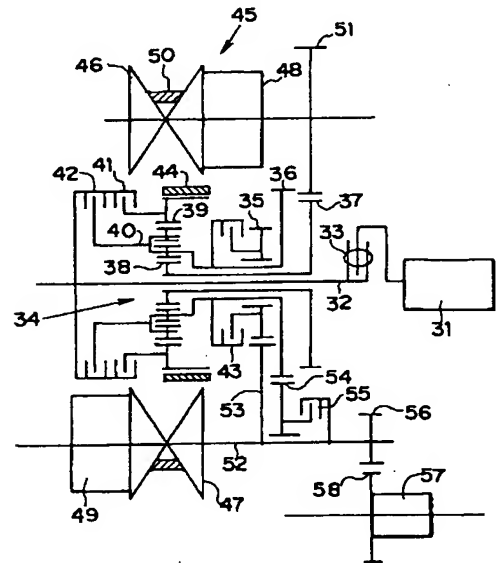
【図3】 この発明の更に他の例を示すスケルトン図である。

【図4】 図3に示す例における遊星歯車機構をシングルピニオン型のものに変更した例を示すスケルトン図である。

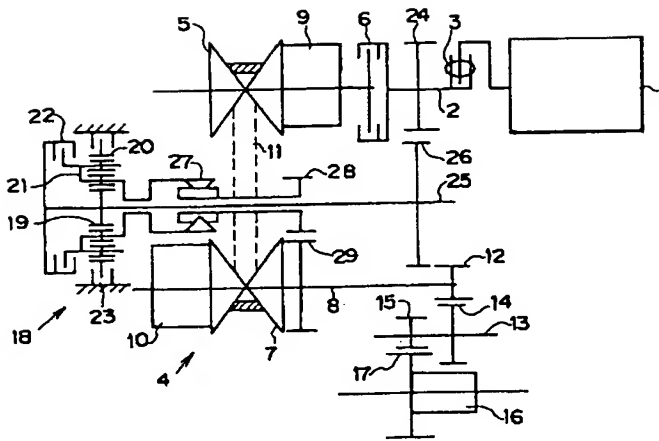
【符号の説明】

1, 31…エンジン、 2, 32…入力軸、 4, 45…無段変速機構、 5, 46…駆動プーリー、 6, 42…直結クラッチ、 7…従動プーリー、 8, 52…出力軸、 12, 56…出力ギヤ、 18, 34…遊星歯車機構、 19, 38…サンギヤ、 20, 39…リングギヤ、 21, 40…キャリヤ、 22…発進クラッチ、 24…第1駆動ギヤ、 26…第1従動ギヤ、 27…二方向クラッチ、 28…第2の駆動ギヤ、 29…第2の従動ギヤ、 41…前進クラッチ、 43…低速用クラッチ、 51…CVT従動ギヤ、 53…低速用従動ギヤ、 54…高速用従動ギヤ、 55…高速用クラッチ。

【図3】



【図 2】



【図4】

